

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-280437

(43)Date of publication of application : 10.10.2001

(51)Int.Cl. F16H 13/08

(21)Application number : 2000-090923 (71)Applicant : MITSUBISHI ELECTRIC CORP

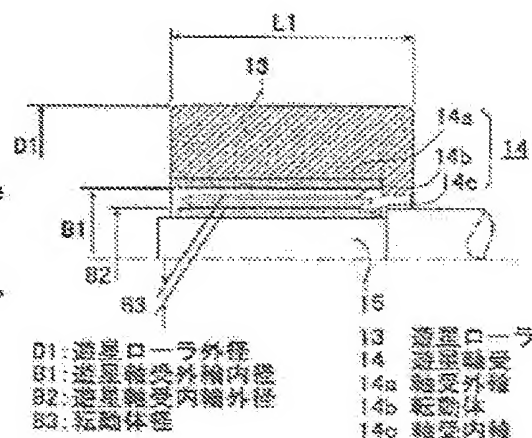
(22)Date of filing : 29.03.2000 (72)Inventor : TANAKA NAOYA  
MATSUKAWA KIMIYAKI  
NAKAMURA KAZUKATSU

## (54) PLANET ROLLER TYPE POWER TRANSMISSION DEVICE

## (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a planet roller type power transmission device intended for improving a transfer efficiency by controlling a lost torque caused by slip generated during a rolling movement of the planet roller.

SOLUTION: A needle bearing initially given a positive bearing clearance  $cr1$ , under the condition that a press-contact force  $P$  is not acting, has a relationship,  $cr1=B1-B2-2 \times B3$ ,  $cr1>0$ , where,  $L1$  is the length of the planet roller 13,  $B1$  is the inner diameter of bearing outer ring 14a which is equal to the diameter of the place where a rolling elements 14b are rolling,  $B2$  is the outer diameter of bearing inner ring 14c which is equal to the diameter of the place where the rolling elements 14b are rolling, and  $B3$  is the outer diameter of the rolling elements 14b.



01: 遊星ローラ外径  
02: 遊星ローラ内径  
03: 遊星ローラ外径  
04: 遊星ローラ内径  
05: 遊星ローラ外径  
06: 遊星ローラ内径  
07: 遊星ローラ外径  
08: 遊星ローラ内径  
09: 遊星ローラ外径  
10: 遊星ローラ内径  
11: 遊星ローラ外径  
12: 遊星ローラ内径  
13: 遊星ローラ  
14: 遊星軸受  
14a: 軸受外輪  
14b: 転動体  
14c: 軸受内輪  
15: 遊星軸受外輪外径  
16: 遊星軸受内輪外径  
17: 遊星軸受外輪内径  
18: 遊星軸受内輪内径  
19: 遊星軸受外輪外径  
20: 遊星軸受内輪外径  
21: 遊星軸受外輪内径  
22: 遊星軸受内輪内径  
23: 遊星軸受外輪外径  
24: 遊星軸受内輪外径  
25: 遊星軸受外輪内径  
26: 遊星軸受内輪内径  
27: 遊星軸受外輪外径  
28: 遊星軸受内輪外径  
29: 遊星軸受外輪内径  
30: 遊星軸受内輪内径  
31: 遊星軸受外輪外径  
32: 遊星軸受内輪外径  
33: 遊星軸受外輪内径  
34: 遊星軸受内輪内径  
35: 遊星軸受外輪外径  
36: 遊星軸受内輪外径  
37: 遊星軸受外輪内径  
38: 遊星軸受内輪内径  
39: 遊星軸受外輪外径  
40: 遊星軸受内輪外径  
41: 遊星軸受外輪内径  
42: 遊星軸受内輪内径  
43: 遊星軸受外輪外径  
44: 遊星軸受内輪外径  
45: 遊星軸受外輪内径  
46: 遊星軸受内輪内径  
47: 遊星軸受外輪外径  
48: 遊星軸受内輪外径  
49: 遊星軸受外輪内径  
50: 遊星軸受内輪内径  
51: 遊星軸受外輪外径  
52: 遊星軸受内輪外径  
53: 遊星軸受外輪内径  
54: 遊星軸受内輪内径  
55: 遊星軸受外輪外径  
56: 遊星軸受内輪外径  
57: 遊星軸受外輪内径  
58: 遊星軸受内輪内径  
59: 遊星軸受外輪外径  
60: 遊星軸受内輪外径  
61: 遊星軸受外輪内径  
62: 遊星軸受内輪内径  
63: 遊星軸受外輪外径  
64: 遊星軸受内輪外径  
65: 遊星軸受外輪内径  
66: 遊星軸受内輪内径  
67: 遊星軸受外輪外径  
68: 遊星軸受内輪外径  
69: 遊星軸受外輪内径  
70: 遊星軸受内輪内径  
71: 遊星軸受外輪外径  
72: 遊星軸受内輪外径  
73: 遊星軸受外輪内径  
74: 遊星軸受内輪内径  
75: 遊星軸受外輪外径  
76: 遊星軸受内輪外径  
77: 遊星軸受外輪内径  
78: 遊星軸受内輪内径  
79: 遊星軸受外輪外径  
80: 遊星軸受内輪外径  
81: 遊星軸受外輪内径  
82: 遊星軸受内輪内径  
83: 遊星軸受外輪外径  
84: 遊星軸受内輪外径  
85: 遊星軸受外輪内径  
86: 遊星軸受内輪内径  
87: 遊星軸受外輪外径  
88: 遊星軸受内輪外径  
89: 遊星軸受外輪内径  
90: 遊星軸受内輪内径  
91: 遊星軸受外輪外径  
92: 遊星軸受内輪外径  
93: 遊星軸受外輪内径  
94: 遊星軸受内輪内径  
95: 遊星軸受外輪外径  
96: 遊星軸受内輪外径  
97: 遊星軸受外輪内径  
98: 遊星軸受内輪内径  
99: 遊星軸受外輪外径  
100: 遊星軸受内輪外径

\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1]A planetary roller type power transmission device comprising:

A ring of immobilization in a base.

A sun roller supported pivotally with the inside of this ring by the above-mentioned base.

A career which countered the above-mentioned sun roller and was supported pivotally by the above-mentioned base at the axis of rotation of the above-mentioned sun roller, and the same kind.

A planetary-shafts carrier fixed to a periphery of the axis of rotation, planetary shafts which protruded on parallel, and these planetary shafts from this career, A planetary roller which is infixed between the above-mentioned sun roller and the above-mentioned ring, enabling free revolution, is circumscribed between the above-mentioned planetary-shafts carriers or to the above-mentioned planetary-shafts carrier, and produces clearance at least in one side between the above-mentioned insides of a planetary-shafts carrier.

[Claim 2]The planetary roller type power transmission device according to claim 1, wherein the above-mentioned planetary-shafts carrier consists of a rolling element which rolls between a bearing inner ring which was united with the above-mentioned planetary shafts, and a bearing outer ring of spiral wound gasket and this bearing outer ring of spiral wound gasket which were united with the above-mentioned planetary roller, and the above-mentioned bearing inner ring.

[Claim 3]The planetary roller type power transmission device according to claim 1, wherein only a turning radius direction of the above-mentioned career fixes the above-mentioned planetary shafts movable.

[Claim 4]A planetary roller type power transmission device comprising:

A ring of immobilization in a base.

A sun roller supported pivotally with the inside of this ring by the above-mentioned base.

A planetary roller infixed between this sun roller and the above-mentioned ring enabling free revolution.

A career which countered the above-mentioned sun roller with planetary shafts projected from the rotation center of this planetary roller, and was supported pivotally by the above-mentioned base at the axis of rotation of the above-mentioned sun roller, and the same mind, and a planetary-shafts carrier which supports the above-mentioned planetary roller pivotally on the above-mentioned career.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

DETAILED DESCRIPTION

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]This invention relates to a planetary roller type power transmission device, and relates to the structure of a planetary roller, planetary shafts, and a planetary-shafts carrier in detail.

[0002]

[Description of the Prior Art]Drawing 8 is a sectional view showing the conventional planetary roller type power transmission device shown, for example in JP,H4-272550,A. As for a sun roller and 110, in a figure, 101 is [ a seal and 119,120 ] planetary roller positioning members a sun roller axis and 103 a carrier shaft, a career and the ring which as for 111 planetary shafts and 113 served as the planetary roller, 114 served as the planetary-shafts carrier, and 116 served as the casing 112, and 117,118.

[0003]First, only 2e manufactures the ring 116 for a small diameter (inside diameter) from the diameter D required since it is inscribed in the planetary roller 113. This ring 116 is made inscribed in planetary roller 113 group, and is fastened. The ring 116 will become tight and will \*\* carry out of the planetary roller 113 group. Therefore, elastic deformation of the ring 116, the planetary roller 113, and the sun roller 103 will be carried out compulsorily, and they make it radial contact force produced to the planetary roller 113.

[0004]Next, operation is explained. Since the ring 116 produces radial contact force, the ring 116, the planetary roller 113 and the planetary roller 113, and the sun roller 103 contact with the contact pressure P. If torque is given to either the sun roller axis 101 or the carrier shaft 110 in this state, as the coefficient of friction (coefficient of traction)  $\mu$ , frictional force  $\mu P$  of a tangential direction will work to a contact portion, and torque will be transmitted to the roller of another side from one roller. regulation of this torque receives the planetary roller 113 of the ring 116 -- it is closed and is decided by the degree of eye \*\*.

[0005]In the conventional planetary roller type power transmission device, the ratio of the path of a planetary roller and a sun roller was decided from the velocity ratio to need, and it was determined about the size in the range which material does not destroy to the power of

acting on each roller or a shank. For this reason, it was not taken into consideration that a planetary-shafts carrier carries out elastic deformation with the contact pressure  $P$ . According to JP,H6-74313,A, precompression is given to the planetary-shafts carrier inserted in the inside of a planetary roller beforehand (state before the contact pressure  $P$  acts), and there are some which are constituted from a negative crevice state in it.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention]In the above conventional planetary roller type power transmission devices, the loss torque by the slide which a planetary roller rolls and is generated during movement became large, and there was a problem on which a transmission efficiency is reduced. This invention is made in order to solve the above problems, and an object of an invention is to aim at improvement in transmitting power efficiency.

[0007]

[Means for Solving the Problem]In a planetary roller type power transmission device concerning this invention, A ring of immobilization in a base, and a sun roller supported pivotally with the inside of this ring by the above-mentioned base, A career which countered the above-mentioned sun roller and was supported pivotally by the above-mentioned base at the axis of rotation of the above-mentioned sun roller, and the same mind, A planetary-shafts carrier fixed to a periphery of the axis of rotation, planetary shafts which protruded on parallel, and these planetary shafts from this career, It is infixed between the above-mentioned sun roller and the above-mentioned ring, enabling free revolution, and has a planetary roller which is circumscribed between the above-mentioned planetary-shafts carriers or to the above-mentioned planetary-shafts carrier, and produces clearance at least in one side between the above-mentioned insides of a planetary-shafts carrier.

[0008]The above-mentioned planetary-shafts carrier consists of a rolling element which rolls between a bearing inner ring which was united with the above-mentioned planetary shafts, and a bearing outer ring of spiral wound gasket and this bearing outer ring of spiral wound gasket which were united with the above-mentioned planetary roller, and the above-mentioned bearing inner ring.

[0009]Only a turning radius direction of the above-mentioned career fixes the above-mentioned planetary shafts movable.

[0010]A ring of immobilization in a base and a sun roller supported pivotally with the inside of this ring by the above-mentioned base, A planetary roller infixed between this sun roller and the above-mentioned ring enabling free revolution, It has a career which countered the above-mentioned sun roller with planetary shafts projected from the rotation center of this planetary roller, and was supported pivotally by the above-mentioned base at the axis of rotation of the above-mentioned sun roller, and the same mind, and a planetary-shafts carrier which supports the above-mentioned planetary roller pivotally on the above-mentioned career.

[0011]



[Embodiment of the Invention] Loss torque in the planetary roller type power transmission device which is a fall factor of embodiment 1. transmitting power efficiency is set to  $T_f$ , loss torque  $T_{f2}$ : by rolling friction of the bearing of a  $T_{f1}$ :sun roller axis and a carrier shaft, or the sliding friction of a seal part -- loss torque  $T_{f3}$ : by the rolling resistance of a planetary roller - the loss torque  $T_{f4}$ :planetary roller by the slide which a planetary roller rolls and is generated during movement the circumference of a sun roller. It is set to loss torque  $T_f = T_{f1} + T_{f2} + T_{f3} + T_{f4}$  by churning resistance of the oil by revolving around the sun, or air. Here, loss torque  $T_{f1}$  is not avoided structurally, but in order that  $T_{f4}$  may be dependent on the viscosity characteristic of an oil or a gas enclosed with the inside, it is an inescapable factor intrinsically, and since the size of slippage of  $T_{f3}$  itself is very as small as more than about 0.0%, it seldom becomes a problem as loss torque substantially.

[0012]  $T_{f2}$  consists of the still more nearly following factors.

$T_{f2} = t_{f1} + t_{f2} + t_{f3} t_{f1}$ : -- loss torque  $t_{f2}$ : by rolling friction of the planetary-shafts carrier by the power of acting on the revolution direction of a planetary roller -- the loss torque by rolling friction generated in a planetary-shafts carrier with the loss torque  $t_{f3}$ :contact pressure  $P$  by the elastic deformation hysteresis of a planetary roller -- here, When  $t_{f1}$  performs transmitting power, it is inescapable loss torque, and  $t_{f2}$  is produced in order to roll while a planetary roller receives elastic deformation in a diameter direction with the contact pressure  $P$ , and to exercise.

[0013]  $t_{f3}$  is produced in order to carry out elastic deformation also of the planetary-shafts carrier to a diameter direction with a planetary roller with the contact pressure  $P$ . Therefore,  $t_{f2}$  and  $t_{f3}$  become so large that the size of the contact pressure  $P$  is large. Since coefficient-of-friction  $\mu$  itself which determines transmitting power capacity is small (it is about 0.1 when for example, a traction oil is used), a planetary roller type power transmission device takes the comparatively big contact pressure  $P$ . Therefore,  $t_{f2}$  and  $t_{f3}$  will become comparatively big.

[0014] Drawing 1 is a sectional view of the planetary roller type power transmission device by the embodiment of the invention 1 which considered the above-mentioned contents. The casing 19 and whose 20 are the bases of a planetary roller type power transmission device in a figure, The sun roller on extension of the sun roller axis 11 from which 18 was supported pivotally by the ring of immobilization in the casing 20, and 12 was supported pivotally with the inside of the ring 18 by the casing 19, The career fixed to the carrier shaft 17 which 16 countered the sun roller 11 and was supported pivotally with the sun roller axis 11 and the same mind by the above-mentioned casing 20, The planetary shafts which protruded in parallel [ 15 ] with the career 16 to the carrier shaft 17, the planetary-shafts carrier by which 14 was fixed to the periphery of the planetary shafts 15, 13 is a planetary roller which is infixed between the sun roller 12 and the ring 18, enabling free revolution, is circumscribed between the planetary-shafts carriers 14 or to the planetary-shafts carrier 14, and produces clearance at least in one side between the above-mentioned insides of a planetary-shafts carrier.

[0015]The bearing which 23 supports 21 pivotally on the seal of the sun roller axis 11 and the casing 20, and supports it pivotally on the seal of the carrier shaft 17 and the casing 19 and with which 22 supports the sun roller axis 11 pivotally to the casing 20, and 24 are bearings which support the carrier shaft 17 pivotally to the casing 19. Although a graphic display is omitted, the planetary roller 13 is formed in the circumference of the sun roller 12 by four regular intervals.

[0016]By the above-mentioned composition, the ring 18, the planetary roller 13, and the sun roller 12 are in the state of elastic deformation compulsorily, and as shown in drawing 1 from the ring 18 and the sun roller 12, the radial contact pressure  $P$  is acting on the planetary roller 13. Although drawing 1 shows the contact pressure  $P$  only about one planetary roller, contact pressure with the same said of other planetary rollers is acting.

[0017]Next, operation is explained. It is welding by pressure by the power  $P$  In which the ring 18, the planetary roller 13 and the planetary roller 13, and the sun roller 12 become with the ring 18. For this reason, if torque is given to either the sun roller axis 11 or the carrier shaft 17, torque can be transmitted to the roller of another side from one roller by making frictional force  $\mu P$  in a contact portion into a maximum.  $\mu$  is a coefficient of friction (coefficient of traction) here.

[0018]Drawing 2 is a sectional view of the planetary roller portion in the state where the contact pressure  $P$  is not acting on the radial direction of the planetary roller 13 in this Embodiment 1. In a figure, the planetary-shafts carrier 14 is inserted and the planetary roller 13 is the hollow cylinder shape of the outer diameter  $D1$ . It is shown by the case where a needle bearing is used as a planetary-shafts carrier by a diagram. The planetary-shafts carrier 14 comprises the bearing outer ring of spiral wound gasket 14a, the rolling element 14b, and the bearing inner ring 14c. And the planetary shafts 15 are inserted in the inner ring of spiral wound gasket 14c, and the planetary roller 13 is supported pivotally by the planetary shafts 15, enabling free rotation.

[0019]The inside diameter of the bearing outer ring of spiral wound gasket 14a which is a path of the portion into which, as for  $L1$ , the length of the planetary roller 13 rolls, and the rolling element 14b rolls  $B1$ , When the outer diameter of the bearing inner ring of spiral wound gasket 14c whose  $B-2$  is a path of the portion into which the rolling element 14b rolls, and  $B3$  consider it as the outer diameter of the rolling element 14b, as for a needle bearing, positive-axis carrier crevice  $cr1$  is beforehand provided in the state where the contact pressure  $P$  is not acting, and there is a relation of  $cr1=B1-B-2-2xB3$  and  $cr1>0$ .

[0020]In this Embodiment 1, transmitting power efficiency is raised as follows. Drawing 3 is in the state with which the planetary roller 13 and the bearing outer ring of spiral wound gasket 14a combined, and is drawing of longitudinal section showing a situation when the contact pressure  $P$  required in order to obtain predetermined transmitting power performance acts. The inside diameter  $B1$  of the bearing outer ring of spiral wound gasket 14a with which the contact pressure  $P$  was inserted in the planetary roller 13 in the state where it acted on the planetary roller will bend in the contact pressure  $P$  direction, and only

the quantity  $d1$  will decrease. Therefore, in the state where it assembled like drawing 1, in order that both of the planetary-shafts carrier 14 may do elastic deformation of the contact pressure  $P$  to the planetary roller 13 by one, rolling friction of the planetary-shafts carrier 14 will increase.

[0021]On the other hand, if bearing crevice  $cr1$  is beforehand given to the planetary-shafts carrier 14, it will support only with the rigidity of the planetary roller 13 and the outer ring of spiral wound gasket 14a until the inside diameter of the outer ring of spiral wound gasket 14a carries out elastic deformation for bearing crevice  $cr1$  minute. Therefore, the contact pressure which acts on the rolling element 14b decreases, and rolling friction of the bearing 14 is reduced. When it bends and bearing crevice  $cr1$  is especially set up more than quantity  $d1$ , most rolling friction of the bearing 14 by the contact pressure  $P$  is lost. Since the contact pressure which acts on the rolling element inside a planetary-shafts carrier by crevice  $cr1$  of a planetary-shafts carrier is reduced according to this embodiment, the loss torque by planetary-shafts carrier rolling friction is reduced, and transmitting power efficiency improves.

[0022]The planetary roller type power transmission device was created by the following spec. as working example of this embodiment.

Young's modulus  $20.6 \times 10^{10}$  Pa planetary roller outer diameter  $D1$  of a planetary roller Amount of inside diameter  $B1$   $\phi 37$ -mm deflections  $d1$  of the 82.5mm bearing outer ring of spiral wound gasket 14a 15micrometer length  $L1$  50 mm [0023]Although the above-mentioned embodiment showed the example which uses a needle bearing as a planetary-shafts carrier, even if it is a deep groove ball bearing, an angular contact ball bearing, roller bearing, a plain bearing, etc., the same effect is acquired by setting up a bearing crevice like the above, for example.

[0024]According to the embodiment 2. above-mentioned embodiment 1, although the bearing crevice between the planetary-shafts carriers 14 was adjusted, the same effect is acquired even if it adjusts by diameter clearance  $cr2$  of the fitting part of a planetary roller and a bearing outer ring of spiral wound gasket.

[0025]According to the embodiment 3. above-mentioned embodiment 1, although the bearing crevice between radial was beforehand established in the planetary-shafts carrier, the amount  $d1$  of deflections may be made small. Specifically, the planetary roller outer diameter  $D1$  and the planetary roller width  $L1$  which are shown in drawing 2 are enlarged.

[0026]In the embodiment 4. above-mentioned embodiments 1-3, although the planetary-shafts carrier outer ring of spiral wound gasket and the planetary-shafts carrier inner ring were provided in the inside of a planetary roller as a separate part, what gave the function as a rolling contact surface of a bearing to the centrum inner surface and planetary-shafts outside surface of the planetary roller may be used. The example is shown in drawing 4.

[0027]Drawing 4 is a sectional view of the planetary roller 25 neighborhood. The hardening layer in which 26 was provided in the inner surface of the hollow cylinder-shaped planetary roller 25 by quenching, carburizing treatment, etc. in the figure, The hardening layer



provided in the curing treatment of \*\*\*\*\* of the planetary shafts 29 with which 27 supports the planetary roller 25 pivotally by quenching, carburizing treatment, etc., and 28 are rolling elements which are inserted between the hardening layer 26 and the hardening layer 27, and roll, in order to support the planetary roller 25, enabling free rotation. As for the hardness of the hardening layer 26 used as the raceway of this rolling element 28, and the hardening layer 27, 60 or more are desirable at the Rockwell C scale weighting.

[0028]Drawing 4 shows typically the case where the rolling element of a needle bearing is inserted. According to this embodiment, the planetary roller inside diameter E1, the planetary-shafts outer diameter E2, and the diameter E3 of a rolling element are equivalent to the bore diameter of outer ring B1, outside-diameter-of-inner-ring B-2, and the diameter B3 of a rolling element of the above-mentioned Embodiment 1, respectively.

[0029]According to composition like this embodiment, it is good as a planetary roller inside diameter and a planetary-shafts outer diameter are united with the diameter of a rolling element and managed. Therefore, compared with the case where a bearing is provided in a different body, the necessity for the dimensional control of the diameter of an inner ring of a bearing and the diameter of an outer ring of spiral wound gasket is lost, and simplification of production distance and low cost-ization can be attained. Although only the portion into which the rolling element 28 rolls had provided the hardening layer in the above-mentioned embodiment, hardening also with same planetary roller and thing which carried out curing treatment of the whole planetary shafts is obtained.

[0030]Embodiment 5. drawing 5 is a sectional view of the planetary reduction gears by Embodiment 5 for carrying out this invention. Drawing 6 is the front view seen from the sun roller 13 side of the career 30 of drawing 5. In a figure, 30 is the career with which only the turning radius direction of the carrier shaft 17 fixed the planetary shafts 15 movable, and what attached the same numerals as drawing 1 is the same, or equivalent to this.

[0031]The hole 31 in which the planetary shafts 15 of the career 30 are inserted in drawing 5 serves as an oblong hole radially like drawing 6. For this reason, the planetary-shafts carrier 15 and the planetary roller 13 become movable to a diameter direction.

[0032]Here, in Embodiment 1 of drawing 1, when the contact pressure P acts, the diameter direction position of the planetary shafts 15 shifts by elastic deformation. For this reason, it is necessary to provide beforehand in consideration of the planetary-shafts attaching hole by the side of a career by this gap. However, when a gap of a radial direction arises in the connecting position of the planetary shafts 15 and the career 16 according to a working error etc., the deflection of a press contact direction arises in the planetary shafts 15. At this time, the power of the press contact direction equivalent to the deflection of the planetary shafts 15 will act on the planetary-shafts carrier 14 at a planetary-shafts receiving part, and torque loss will occur in the planetary-shafts carrier 15.

[0033]According to this Embodiment 5, since the planetary shafts 15 have a structure movable to a radial direction, i.e., the direction of the contact pressure P, the planetary shafts 15 do not bend and the torque loss of the planetary-shafts carrier 15 can be reduced

certainly. There is no necessity of providing the attaching hole of the planetary shafts 15 with sufficient accuracy to the career 30, and simplification of a design and reduction of conversion costs are attained.

[0034]Embodiment 6. drawing 7 is a cross-sectional view of the planetary roller type power transmission device by the embodiment of the invention 6. In a figure, what attached the same numerals as drawing 1 is the same, or equivalent to this.

[0035]The planetary roller which was infixed in the figure as for 35 enabling free revolution between the sun roller 12 and the ring 18, The planetary shafts which project 36 from the rotation center of the planetary roller 35, and are being fixed to the planetary roller 35 by methods, such as press fit and shrinkage fitting, The career fixed to the carrier shaft 17 which 37 countered the sun roller 12 and was supported pivotally by the casing 20 at the sun roller axis 11 and the same mind, and 38 are planetary-shafts carriers which support planetary shafts pivotally to the casing 37.

[0036]The position of the radial direction of the career 37 with which the planetary-shafts carrier 38 is formed with the above-mentioned composition is decided to be the planetary roller 35 in consideration of the diameter direction position of the planetary shafts 36 when the contact pressure  $P$  acts. That is, it is provided in the position whose center of rotation of the planetary-shafts carrier 36 after an assembly and center of rotation of the planetary-shafts carrier 38 correspond.

[0037]According to the above-mentioned Embodiment 6, in order that the contact pressure  $P$  may not act on the planetary-shafts carrier 38, it becomes possible to reduce the torque loss by rolling friction of the planetary-shafts carrier by the contact pressure  $P$ . Although the planetary roller 35 and the planetary shafts 36 were used as the different body and both were connected in Embodiment 6, it is good also as one.

[0038]In embodiment 7. and the above-mentioned Embodiments 1-6, high rigidity materials, such as ceramics, may be used as construction material of a planetary roller, for example. In this case, the elastic deflection of the planetary roller by the contact pressure  $P$  becomes small. For this reason, in addition to the torque loss by rolling friction of a planetary-shafts carrier, the roller itself can roll and the hysteresis loss accompanying movement can be reduced. Therefore, the efficiency of transmitting power improves further.

[0039]Although the above-mentioned Embodiment 6 showed the example which used the deep groove ball bearing for the bearing, it does not restrict to this. The same effect is acquired even if it uses a needle bearing and an angular bearing. It does not restrict to a single row as a gestalt of a planetary-shafts carrier. The effect same also as a double row is acquired. Although the example which used the thing of the cylindrical shape as a sun roller and a planetary roller explained in the above-mentioned Embodiments 1-6, it does not restrict to this. The same effect is acquired even if it uses for the pressure welding face of a sun roller and a planetary roller the drum type thing which has curvature in a shaft direction.

[0040]

[Effect of the Invention]Since this invention is constituted as explained above, it does an effect as taken below so.

[0041]It is infixed between a sun roller and a ring, enabling free revolution, and rolling friction of the planetary-shafts carrier resulting from the contact pressure which acts on the diameter direction of a planetary roller can be reduced by circumscribing between planetary-shafts carriers or to a planetary-shafts carrier, and producing clearance at least in one side inside the above-mentioned planetary-shafts carrier.

[0042]When the above-mentioned planetary-shafts carrier consists of a rolling element which rolls between the bearing inner ring which was united with the above-mentioned planetary shafts, and the bearing outer ring of spiral wound gasket and this bearing outer ring of spiral wound gasket which were united with the above-mentioned planetary roller, and the above-mentioned bearing inner ring, the necessity for the dimensional control of the diameter of an inner ring of a bearing and the diameter of an outer ring of spiral wound gasket is lost, and simplification of production distance and low cost-ization can be attained.

[0043]When only the turning radius direction of the career fixed planetary shafts movable, planetary shafts can be prevented from bending between a planetary roller and a career, rolling friction of a planetary-shafts carrier can be reduced certainly, tolerance arises in the design of the attaching hole of planetary shafts to a career, and the rate of an excellent article improves.

[0044]By having had the planetary-shafts carrier which supports a planetary roller pivotally on a career, the contact pressure which acts on a planetary roller can be prevented from acting on a planetary-shafts carrier, and rolling friction of the planetary-shafts carrier resulting from contact pressure can be lost.

---

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-280437

(P2001-280437A)

(43) 公開日 平成13年10月10日 (2001. 10. 10)

(51) Int.Cl.

F 1 6 H 13/08

識別記号

F I

F 1 6 H 13/08

キーワード(参考)

F 3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願2000-90923(P2000-90923)

(22) 出願日 平成12年3月29日 (2000. 3. 29)

(71) 出願人 000008013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72) 発明者 田中 直也

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(72) 発明者 松川 公映

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(74) 代理人 100102439

弁理士 宮田 金雄 (外1名)

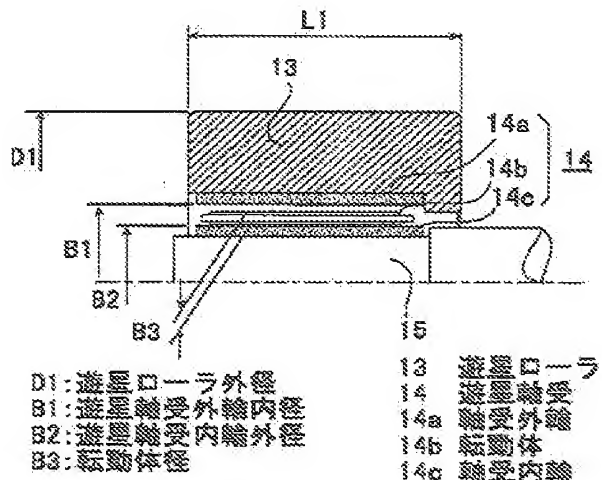
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 遊星ローラ式動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 遊星ローラの転がり運動中に発生するすべりによるロストトルクを抑えて、伝達効率を向上させることを目的とする。

【解決手段】  $L$  は遊星ローラ13の長さ、 $B1$  は転動体14bが転走する部分の径である軸受外輪14aの内径、 $B2$  は転動体14bが転走する部分の径である軸受内輪14cの外径、 $B3$  は転動体14bの外径とした場合、圧接力 $P$ が作用していない状態でニードル軸受は予め正の軸受すきま $cr1$ が設けられて、 $cr1=B1-B2-2\times B3$ 、 $cr1>0$  の関係がある。



D1: 遊星ローラ外径  
B1: 遊星軸受外輪内径  
B2: 遊星軸受内輪外径  
B3: 転動体径

13: 遊星ローラ  
14: 遊星軸受  
14a: 軸受外輪  
14b: 転動体  
14c: 軸受内輪



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 基体に固定のリングと、

該リングの内側で上記基体に軸支された太陽ローラと、  
上記太陽ローラに対向し、かつ上記太陽ローラの回転軸  
と同心に上記基体に軸支されたキャリアと、  
該キャリアから回転軸と平行に突設した遊星軸と、  
該遊星軸の外周に固定された遊星軸受と、  
上記太陽ローラと上記リングとの間に公転自在に介装さ  
れて、上記遊星軸受との間または上記遊星軸受に外接し  
て上記遊星軸受内部間の少なくとも一方にクリアランス  
を生じる遊星ローラとを備えたことを特徴とする遊星ロ  
ーラ式動力伝達装置。

【請求項2】 上記遊星軸受が、上記遊星軸と一体にな  
った軸受内輪と、上記遊星ローラと一体になった軸受外  
輪、該軸受外輪と上記軸受内輪の間で転動する転動体か  
らなることを特徴とする請求項1に記載の遊星ローラ式  
動力伝達装置。

【請求項3】 上記遊星軸を上記キャリアの回転半径方  
向のみ可動に固定したことを特徴とする請求項1に記載  
の遊星ローラ式動力伝達装置。

【請求項4】 基体に固定のリングと、

該リングの内側で上記基体に軸支された太陽ローラと、  
該太陽ローラと上記リングとの間に公転自在に介装され  
た遊星ローラと、  
該遊星ローラの自転中心から突出した遊星軸と、  
上記太陽ローラに対向し、かつ上記太陽ローラの回転軸  
と同心に上記基体に軸支されたキャリアと、  
上記遊星ローラを上記キャリアに軸支する遊星軸受とを  
備えたことを特徴とする遊星ローラ式動力伝達装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、遊星ローラ式動  
力伝達装置に係り、詳しくは、遊星ローラと遊星軸、遊  
星軸受の構造に関する。

【0002】

【従来の技術】図8は、例えば特開平4-272550  
号公報に示された従来の遊星ローラ式動力伝達装置を示  
す断面図である。図において101は太陽ローラ軸、1  
03は太陽ローラ、110はキャリア軸、111はキャ  
リア、112は遊星軸、113は遊星ローラ、114は  
遊星軸受、116はケーシングを兼ねたリング、11  
7、118はシール、119、120は遊星ローラ位置  
決め部材である。

【0003】まず、リング116を遊星ローラ113に  
内接するために必要な直径Dより2εだけ小さい直径  
(内径)で製作する。このリング116を遊星ローラ1  
13群に内接させ締め込む。リング116は遊星ローラ  
113群をしまりばめすることになる。したがって、リ  
ング116、遊星ローラ113、太陽ローラ103は強  
制的に弾性変形させられることになり、遊星ローラ11

3に対し半径方向の接触力を生じさせることになる。

【0004】次に動作について説明する。リング116  
は半径方向の接触力を生じさせるため、リング116と  
遊星ローラ113、遊星ローラ113と太陽ローラ10  
3が圧接力Pで接触する。この状態で太陽ローラ軸10  
1またはキャリア軸110のいずれかにトルクを与え  
ると、摩擦係数(トラクション係数)μとして、接触部に  
接線方向の摩擦力μPが働き、一方のローラから他方の  
ローラにトルクを伝達する。このトルクの調節はリング  
116の遊星ローラ113に対するしまりばめの加減に  
よって決まる。

【0005】従来の遊星ローラ式動力伝達装置では、必  
要とする速度比から遊星ローラと太陽ローラの径の比を  
決め、大きさについては各ローラや軸部に作用する力に  
対し材料が破壊しない範囲で決定された。このため、遊  
星軸受が圧接力Pによって弾性変形することは考慮され  
ていなかった。また、特開平6-74313号公報によ  
れば、遊星ローラ内部に挿入される遊星軸受には、予め  
(圧接力Pが作用する前の状態)予圧を付与し、負の隙  
間状態で構成しているものもある。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】上記のような従来の遊  
星ローラ式動力伝達装置では、遊星ローラの転がり運動  
中に発生するすべりによるロストルクが大きくなり、伝  
達効率を低下させる問題があった。この発明は、上記の  
ような問題点を解決するためになされたものであり、動  
力伝達効率の向上を図ることを目的とするものである。

【0007】

【課題を解決するための手段】この発明に係る遊星ロー  
ラ式動力伝達装置においては、基体に固定のリングと、  
該リングの内側で上記基体に軸支された太陽ローラと、  
上記太陽ローラに対向し、かつ上記太陽ローラの回転軸  
と同心に上記基体に軸支されたキャリアと、該キャリア  
から回転軸と平行に突設した遊星軸と、該遊星軸の外周  
に固定された遊星軸受と、上記太陽ローラと上記リング  
との間に公転自在に介装されて、上記遊星軸受との間ま  
たは上記遊星軸受に外接して上記遊星軸受内部間の少な  
くとも一方にクリアランスを生じる遊星ローラとを備え  
たものである。

【0008】また、上記遊星軸受が、上記遊星軸と一体  
になった軸受内輪と、上記遊星ローラと一体になった軸  
受外輪、該軸受外輪と上記軸受内輪の間で転動する転動  
体からなるものである。

【0009】さらに、上記遊星軸を上記キャリアの回転  
半径方向のみ可動に固定したものである。

【0010】また、基体に固定のリングと、該リングの  
内側で上記基体に軸支された太陽ローラと、該太陽ロー  
ラと上記リングとの間に公転自在に介装された遊星ロー  
ラと、該遊星ローラの自転中心から突出した遊星軸と、  
上記太陽ローラに対向し、かつ上記太陽ローラの回転軸



と同心に上記基体に軸支されたキャリアと、上記遊星ローラを上記キャリアに軸支する遊星軸受とを備えたものである。

【0011】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 動力伝達効率の低下要因である遊星ローラ式動力伝達装置でのロストルクを $Tf$ として、

$Tf1$ : 太陽ローラ軸およびキャリア軸の軸受の転がり摩擦やシール部の摺動摩擦によるロストルク

$Tf2$ : 遊星ローラの転がり抵抗によるロストルク

$Tf3$ : 遊星ローラの転がり運動中に発生するすべりによるロストルク

$Tf4$ : 遊星ローラが太陽ローラ周囲を公転することによる油や空気の攪拌抵抗によるロストルク

$Tf = Tf1 + Tf2 + Tf3 + Tf4$  となる。ここで、ロストルク $Tf1$ は構造的に避けられず、 $Tf4$ は内部に封入した油や気体の粘度特性に依存するため本質的に不可避な要因であり、 $Tf3$ は、すべり量の大きさ自体が0.0数%程度と非常に小さいため実質的にロストルクとしてあまり問題にならない。

【0012】 $Tf2$ はさらにつぎのような要因からなる。

$Tf2 = tf1 + tf2 + tf3$

$tf1$ : 遊星ローラの公転方向に作用する力による遊星軸受の転がり摩擦によるロストルク

$tf2$ : 遊星ローラの弾性変形ヒステリシスによるロストルク

$tf3$ : 圧接力 $P$ により遊星軸受に発生する転がり摩擦によるロストルク

ここで、 $tf1$ は動力伝達を行う上で不可避のロストルクであり、 $tf2$ は遊星ローラが圧接力 $P$ により径方向に弾性変形を受けながら転がり運動をするために生じる。

【0013】また、 $tf3$ は圧接力 $P$ によって遊星ローラとともに遊星軸受も径方向に弾性変形するために生じるものである。したがって、 $tf2$ 、 $tf3$ は圧接力 $P$ の大きさが大きいほど大きくなる。遊星ローラ式動力伝達装置では動力伝達容量を決める摩擦係数 $\mu$ 自体が小さい、(例えばトラクション油を用いた場合には0.1程度)ため、比較的大きな圧接力 $P$ を要する。したがって、 $tf2$ 、 $tf3$ は比較的大きなものとなる。

【0014】図1は、上記内容を加味した本発明の実施の形態1による遊星ローラ式動力伝達装置の断面図である。図において、19と20は遊星ローラ式動力伝達装置の基体であるケーシング。18はケーシング20に固定のリング。12はリング18の内側でケーシング19に軸支された太陽ローラ軸11の延長上にある太陽ローラ、16は太陽ローラ11に対向し、かつ太陽ローラ軸11と同心で上記ケーシング20に軸支されたキャリア軸17に固定されたキャリア、15はキャリア16から

キャリア軸17と平行に突設した遊星軸、14は遊星軸15の外周に固定された遊星軸受、13は太陽ローラ12とリング18との間に公転自在に介装されて、遊星軸受14との間または遊星軸受14に外接して上記遊星軸受内部間の少なくとも一方にクリアランスを生じる遊星ローラである。

【0015】また、21は太陽ローラ軸11とケーシング20とのシール、23はキャリア軸17とケーシング19とのシール、22は太陽ローラ軸11をケーシング20に軸支する軸受、24はキャリア軸17をケーシング19に軸支する軸受である。なお、図示を省略するが、遊星ローラ13は太陽ローラ12周りに等間隔で4つ設けられている。

【0016】上記構成によって、リング18、遊星ローラ13、太陽ローラ12は強制的に弾性変形の状態であり、遊星ローラ13にはリング18と太陽ローラ12とから図1に示すように半径方向の圧接力 $P$ が作用している。なお、図1では圧接力 $P$ を1つの遊星ローラについてのみ示しているが、他の遊星ローラについても同様の圧接力が作用している。

【0017】次に動作について説明する。リング18によってリング18と遊星ローラ13、遊星ローラ13と太陽ローラ12が $P$ なる力で圧接している。このため、太陽ローラ軸11またはキャリア軸17のいずれかにトルクを与えると、接触部における摩擦係数 $\mu$ を上限として、一方のローラから他方のローラにトルクを伝達することができる。ここで $\mu$ は摩擦係数(トラクション係数)である。

【0018】図2は本実施の形態1における遊星ローラ13の半径方向に圧接力 $P$ が作用していない状態での遊星ローラ部分の断面図である。図において遊星ローラ13は遊星軸受14が挿入されて、外径 $D1$ の中空円筒形状である。なお、図では遊星軸受としてニードル軸受を用いた場合で示している。また、遊星軸受14は、軸受外輪14a、転動体14b、軸受内輪14cから構成されている。そして、内輪14cには遊星軸15が挿入されて、遊星ローラ13は遊星軸15に回転自在に軸支されている。

【0019】さらに、 $L1$ は遊星ローラ13の長さ、 $B1$ は転動体14bが転走する部分の径である軸受外輪14aの内径、 $B2$ は転動体14bが転走する部分の径である軸受内輪14cの外径、 $B3$ は転動体14bの外径とした場合、圧接力 $P$ が作用していない状態でニードル軸受は予め正の軸受すきま $cr1$ が設けられて、 $cr1 = B1 - B2 - 2 \times B3$ 、 $cr1 > 0$ の関係がある。

【0020】本実施の形態1では以下のように動力伝達効率を向上させる。図3は遊星ローラ13と軸受外輪14aが組み合わさった状態で、所定の動力伝達性能を得るために要する圧接力 $P$ が作用した時の様子を示す縦断

面図である。圧接力Pが遊星ローラに作用した状態では、遊星ローラ13に挿入された軸受外輪14aの内径B1は圧接力Pの方向にたわみ量d1だけ減少することになる。したがって、図1のように組み立てた状態では、圧接力Pを遊星ローラ13と遊星軸受14の両者が一体で弾性変形するため、遊星軸受14の転がり摩擦は増大することになる。

【0021】一方、遊星軸受14に軸受すきまc r1を予め持たせておけば、外輪14aの内径が軸受すきまc r1分弾性変形するまでは遊星ローラ13と外輪14aの剛性のみで支持する。したがって、転動体14bに作用する圧接力が減少し、軸受14の転がり摩擦は低減される。特に、軸受すきまc r1をたわみ量d1以上に設定した場合、圧接力Pによる軸受14の転がり摩擦は殆どなくなる。本実施の形態によれば、遊星軸受のすきまc r1により遊星軸受内部の転動体に作用する圧接力が低減されるため、遊星軸受転がり摩擦によるロストルクが低減され、動力伝達効率が向上する。

【0022】この実施の形態の実施例として以下のスペックで遊星ローラ式動力伝達装置を作成した。

遊星ローラのヤング率	20, 6 × 10 <sup>16</sup> Pa
遊星ローラ外径	D1 82.5 mm
軸受外輪14aの内径	B1 φ37 mm
たわみ量	d1 15 μm
長さ	L1 50 mm

【0023】なお、上記実施の形態では遊星軸受として、ニードル軸受を使用した例を示したが、例えば、深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受、ころ軸受、すべり軸受などであっても、上記と同様に軸受すきまを設定することにより同様の効果が得られる。

【0024】実施の形態2。上記実施の形態1では、遊星軸受14の軸受すきまを調節したが、遊星ローラと軸受外輪のはめあい部の直径クリアランスc r2で調整しても同様の効果が得られる。

【0025】実施の形態3。上記実施の形態1では、遊星軸受に予め半径方向の軸受すきまを設けたが、たわみ量d1を小さくしてもよい。具体的には、図2に示す遊星ローラ外径D1、遊星ローラ幅L1を大きくする。

【0026】実施の形態4。上記実施の形態1から3では、遊星ローラ内部に別部品として遊星軸受外輪および遊星軸受内輪を設けたが、遊星ローラの中空部内面および遊星軸外面に軸受の転動面としての機能を持たせたものでもよい。その一例を図4に示す。

【0027】図4は遊星ローラ25付近の断面図である。図において、26は中空円筒形状の遊星ローラ25の内面に焼き入れや浸炭処理などによって設けられた硬化層、27は遊星ローラ25を軸支する遊星軸29の外形にの硬化処理に焼き入れや浸炭処理などによって設けられた硬化層、28は遊星ローラ25を回転自在に支持するために硬化層26と硬化層27の間に挿入されて転

動する転動体である。かかる転動体28の転走面となる硬化層26と硬化層27の硬度はロックウエルCスケールで60以上が望ましい。

【0028】図4では、ニードル軸受の転動体を挿入した場合を模式的に示している。本実施の形態によれば、遊星ローラ内径E1、遊星軸外径E2、転動体径E3が、それぞれ上記実施の形態1の外輪内径B1、内輪外径B2および転動体径B3に相当する。

【0029】本実施の形態のような構成によれば、遊星ローラ内径と遊星軸外径を転動体径にあわせて管理するだけよい。したがって、軸受を別体に設けた場合に比べ、軸受の内輪径、外輪径の寸法管理の必要がなくなり、生産行程の簡素化、低コスト化が図れる。また、上記実施の形態では転動体28が転走する部分のみ硬化層を設けていたが、遊星ローラ、遊星軸の全体を硬化処理したもので同様の硬化が得られる。

【0030】実施の形態5。図5はこの発明を実施するための実施の形態5による遊星減速機の断面図である。また、図6は図5のキャリア30の太陽ローラ13側から見た正面図である。図において、30は遊星軸15をキャリア軸17の回転半径方向のみ可動に固定したキャリアであり、図1と同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものである。

【0031】図5においてキャリア30の遊星軸15が挿入される穴部31は図6のように半径方向に長穴となっている。このため、遊星軸受15および遊星ローラ13が径方向に移動可能となる。

【0032】ここで、図1の実施の形態1では、圧接力Pが作用した時、弾性変形により遊星軸15の径方向位置がずれる。このため、キャリア側の遊星軸取付穴を、予めこのずれ分考慮して設けておく必要がある。しかし、加工誤差などにより遊星軸15とキャリア16との連結位置に半径方向のずれが生じた場合、遊星軸15に圧接方向のたわみが生じる。この時、遊星軸受14に遊星軸15のたわみに相当する圧接方向の力が遊星軸受部に作用し、遊星軸受15でトルクロスが発生することになる。

【0033】本実施の形態5によれば、遊星軸15が半径方向、すなわち、圧接力Pの方向に移動可能な構造となっているため、遊星軸15がたわむことがなく、確実に遊星軸受15のトルクロスを低減できる。また、キャリア30に対し遊星軸15の取付穴を精度良く設けておく必要が無く、設計の簡略化、加工費の削減が可能となる。

【0034】実施の形態6。図7は本発明の実施の形態6による遊星ローラ式動力伝達装置の横断面図である。図において、図1と同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものである。

【0035】図において、35は太陽ローラ12とリング18との間に公転自在に介装された遊星ローラ、36

は遊星ローラ35の自転中心から突出し、圧入や焼きばめなどの方法によって遊星ローラ35に固定されている遊星軸、37は太陽ローラ12に対向し、かつ太陽ローラ軸11と同心にケーシング20に軸支されたキャリア軸17に固定されたキャリア、38は遊星軸をケーシング37に軸支する遊星軸受である。

【0036】上記構成で遊星軸受38が設けられるキャリア37の半径方向の位置は、遊星ローラ35に圧接力Pが作用した時の遊星軸36の径方向位置を考慮して決められる。すなわち、組立後の遊星軸受36の回転中心と遊星軸受38の回転中心が一致する位置に設けられる。

【0037】上記実施の形態6によれば、圧接力Pが遊星軸受38に作用しないため、圧接力Pによる遊星軸受の転がり摩擦によるトルクロスを低減することが可能となる。実施の形態6では、遊星ローラ35と遊星軸36を別体とし、両者を連結していたが、一体としてもよい。

【0038】実施の形態7、また、上記実施の形態1から6では、遊星ローラの材質として、例えばセラミックなどの高剛性材料を用いても良い。この場合、圧接力Pによる遊星ローラの弾性たわみが小さくなる。このため遊星軸受の転がり摩擦によるトルクロスに加え、ローラ自体の転がり運動にともなうヒステリシスロスを低減することができる。したがって、さらに動力伝達の効率が向上する。

【0039】上記実施の形態6では、軸受に深溝玉軸受を用いた例を示したが、これに限らない。ニードル軸受やアンギュラ軸受を用いても同様の効果が得られる。また、遊星軸受の形態として単列に限らない。複列としても、同様の効果が得られる。上記実施の形態1から6では、太陽ローラおよび遊星ローラとして円筒形のものを用いた例で説明したが、これに限らない。太陽ローラおよび遊星ローラの圧接面に回転軸方向に曲率をもつ太鼓型のものを用いても同様の効果が得られる。

【0040】

【発明の効果】この発明は、以上説明したように構成されているので、以下に示すような効果を奏する。

【0041】太陽ローラとリングとの間に公転自在に介装されて、遊星軸受との間または遊星軸受に外接して上記遊星軸受内部の少なくとも一方にクリアランスを生じることにより、遊星ローラの径方向に作用する圧接力に起因した遊星軸受の転がり摩擦を低減することができる。

【0042】また、上記遊星軸受が、上記遊星軸と一体になった軸受内輪と、上記遊星ローラと一体になった軸

受外輪、該軸受外輪と上記軸受内輪の間で転動する転動体からなることによって、軸受の内輪径、外輪径の寸法管理の必要がなくなり、生産行程の簡素化、低コスト化が図れる。

【0043】さらに、遊星軸をキャリアの回転半径方向のみ可動に固定したことにより、遊星ローラとキャリア間で遊星軸がたわむことを防止でき、確実に遊星軸受の転がり摩擦を低減でき、キャリアに対し遊星軸の取付穴の設計に裕度が生じて良品率が向上する。

【0044】また、遊星ローラをキャリアに軸支する遊星軸受を備えたことにより、遊星ローラに作用する圧接力が遊星軸受に作用することを防止でき、圧接力に起因した遊星軸受の転がり摩擦を無くすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 実施の形態1の遊星ローラ式動力伝達装置を説明するための横断面図である。

【図2】 実施の形態1の遊星ローラ部分を説明するための横断面図である。

【図3】 実施の形態1の遊星ローラ部分を説明するための縦断面図である。

【図4】 実施の形態4の遊星ローラ部分を説明するための横断面図である。

【図5】 実施の形態5の遊星ローラ式動力伝達装置を説明するための横断面図である。

【図6】 実施の形態5のキャリア部分を説明するための横断面図である。

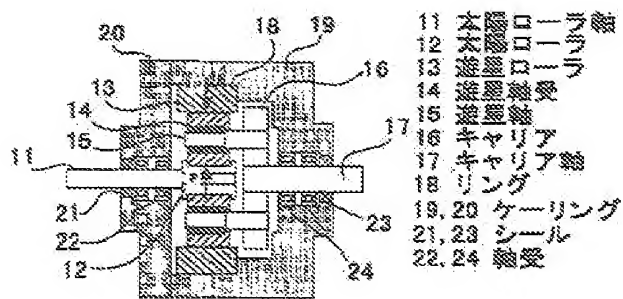
【図7】 実施の形態6の遊星ローラ式動力伝達装置を説明するための横断面図である。

【図8】 従来の遊星ローラ式動力伝達装置を説明するための横断面図である。

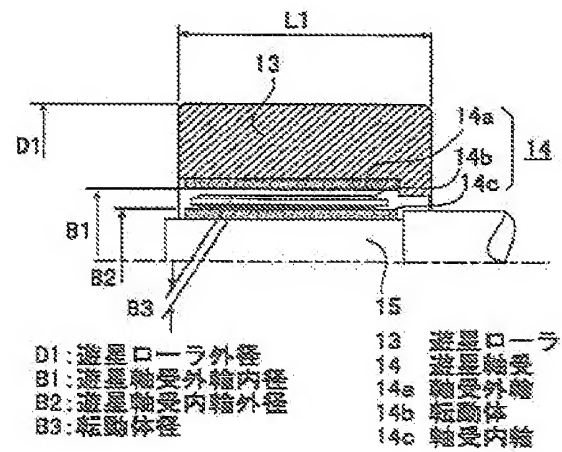
【符号の説明】

11 太陽ローラ軸、 12 太陽ローラ、 13 遊星ローラ、 14 遊星軸受、 15 遊星軸、 16 キャリア、 17 キャリア軸、 18 リング、 19 ケーシング、 20 ケーシング、 21 シール、 22 軸受、 23 シール、 24 軸受、 25 遊星ローラ、 26 硬化層、 27 硬化層、 28 転動体、 29 遊星軸、 30 キャリア、 31 穴部、 35 遊星ローラ、 36 遊星軸、 37 キャリア、 38 遊星軸受、 101 太陽ローラ軸、 103 太陽ローラ、 110 キャリア軸、 111 キャリア、 112 遊星軸、 113 遊星ローラ、 114 遊星軸受、 116 リング、 117 シール、 118 シール、 119 遊星ローラ位置決め部材、 120 遊星ローラ位置決め部材。

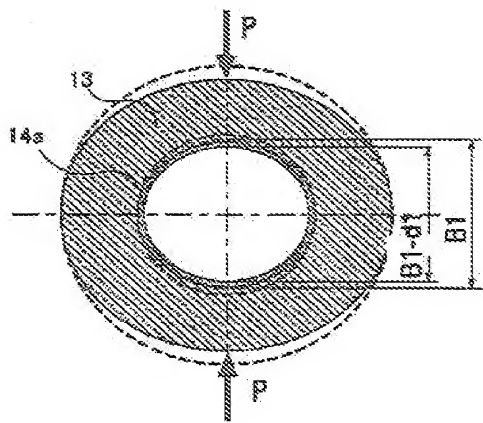
【図1】



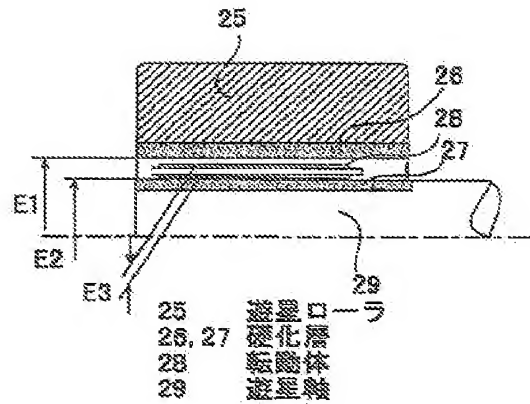
【図2】



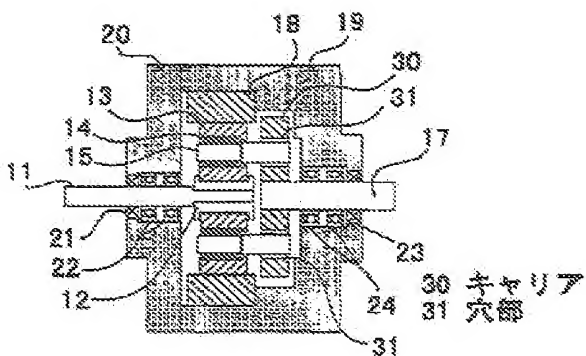
【図3】



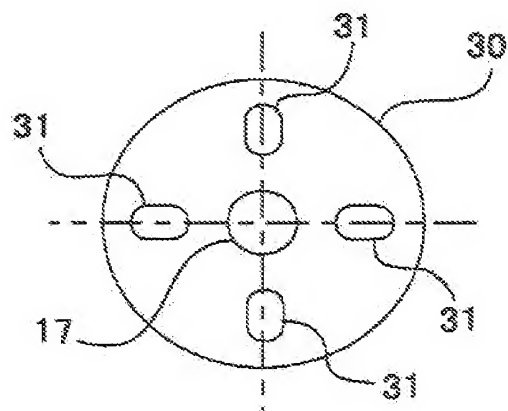
【図4】



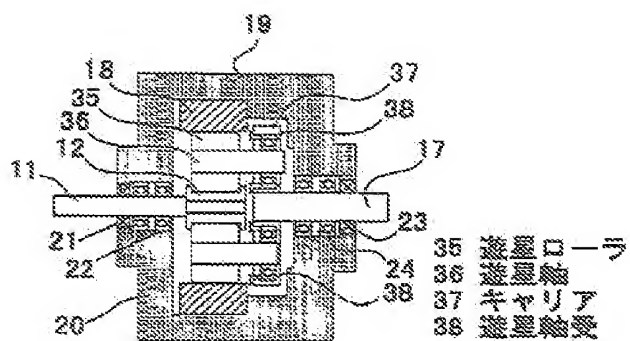
【図5】



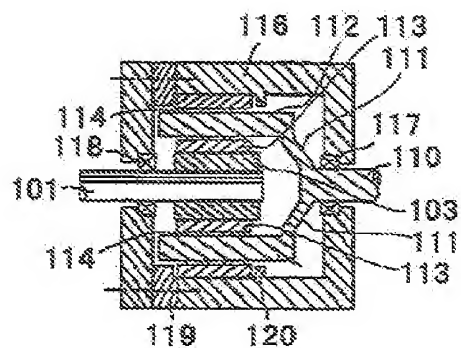
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 中村 和且  
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三  
菱電機株式会社内

Pターム(参考) 3J051 AA01 BA03 BB06 BC03 BD02  
BE03 EA04 EB04 EC02 EC03  
ED20